室内摩耗試験におけるドラム曲率が タイヤの摩耗に及ぼす影響の理論的 考察

山崎 俊一*・鈴木 忠*・藤川 達夫*

ANALYSIS OF INFLUENCE OF DRUM CURVATURE ON TIRE TREAD WEAR IN INDOOR WEAR TEST

Shunichi YAMAZAKI, Tadashi SUZUKI, Tatsuo FUJIKAWA (Japan Automobile Research Institute, Research Division 2, 2530, Karima, Tsukuba, Ibaraki 305, Japan)

Indoor test machines have been used for evaluating tire tread wear because of actual vehicle testing required much cost and time. The research paper was published and was described that the tread wear due to the drum was the same tread wear with the flat belt. Vehicles mainly travel on flat road surfaces. Therefore, a flat belt type machine should be used for investigating tire tread wear. Drum type machines, however, are used as economical testing machines.

In this paper, we investigated analytically the influence of drum curvature on the tire tread wear by calculating the friction energy in the contact surface. The analytical results were compared with experimental results that had published. We obtained the relationship between the friction energy on the flat belt and on the drum. Analytical results was good agreement with experimental results.

(Received on April 28, 1997)

Key word: Tire, Tread Wear, Flat Belt, Drum, Friction Energy, Actual Vehicle Test, Indoor Test

1. ま え が き

実車試験によるタイヤの摩耗評価は、多くの時間と経費がかかるために、その代用として室内タイヤ試験機が用いられている¹⁾。室内タイヤ試験機には、ドラム式とフラットベルト式があり、両者は路面曲率が異なるために接地状況が異なり、試験結果の差異は大きいと考えられる。最近、ドラム試験機によるトレッド摩耗量がフラットベルト試験機による摩耗量とほぼ同一であるという研究

結果が報告された²⁾。車両は、比較的平らな路面を走行しているので、室内タイヤ摩耗試験には、フラットベルト式の試験機を用いることが望ましいが、ドラム式タイヤ試験機が多く用いられている。

本研究では、ドラム曲率がタイヤの摩耗に及ぼす影響について、接地面内の摩擦エネルギーを計算することによって解析的に調べた。解析結果は、過去に得られた結果³⁾と比較された。この結果フラットベルト上とドラム上での両者の摩擦エネルギーの関係が明らかになり、同一横力を発生させた

Fig. 1 Measurement points of tread wear

Fig. 2 Tread wear shape after traveling

とき、ドラム上の摩擦エネルギーが大きいことがわかった。また、解析的に得られた結果は実験結果とよく一致した。

2. 試験の方法³⁾

2.1 試験機

タイヤの摩耗試験には、フラットベルト式タイヤ試験機およびドラム式タイヤ試験機(ドラム直径3.5m)を用いた。

2.2 試験タイヤ

試験には、サイズが205/60R 15 89Hの一般市販タイヤを用いた。リムサイズは、15x6JJを用いた。

2.3 試験方法と試験条件

摩耗試験の方法は、一定の横力を発生させて走

Fig. 3 Comparison of tread wear on the flat belt and drum surface

行させ、新品時と走行後の摩耗を各試験機で比較した。摩耗試験時は、タイヤトレッド表面がチューインガムのような粘着状態になるのを防ぐためにタルクを散布した。試験条件を以下に示す。

試験速度：60km/h

荷重：5.05kN

空気圧：200kPa

走行距離：2000km

路面粗さ：#240のサンドペーパー

横力：0.505kN (横向き加速度0.1G)

2.4 摩耗量

摩耗形状は、Fig. 1に示すように、レーザー光線を利用した摩耗形状測定装置で測定した。摩耗形状の測定結果から、各トレッドブロック中心部の新品時と走行後の減量を摩耗量とした。

2.5 摩耗試験の結果

Fig. 2は、フラットベルトおよびドラムの摩耗形状測定結果を示している。また、Fig. 3は、フラットベルト上とドラム上での走行後の摩耗量を比較したものである。

これらの図から、同一横力および同一荷重条件下で走行させたにもかかわらずドラム上のほうがフラットベルト上より摩耗量が多いことがわかる。

3. 摩擦エネルギーによる検証

試験で得られた路面曲率の差異がタイヤ摩耗に及ぼす影響について、摩擦エネルギーを解析的に求めて検証する。Fig. 4に示すように、これまで

Fig. 4 Relationship between friction energy and tread wear

の研究によって、走行中のタイヤの接地面内の摩擦エネルギーが大きいものは、摩耗量も大きいことが知られている⁴⁾。単位面積あたりの摩擦エネルギーは、接地面内の任意の点の接地圧力とその点の滑り量の積で与えられるものである。ここで、フラットベルト上とドラム上でのタイヤの接地面内の単位面積あたりの摩擦エネルギーを計算し、両者の摩擦エネルギーの大きさを比較する。

3.1 タイヤの接地圧力分布と接地荷重

Fig. 5 に示すように、タイヤの接地圧力分布は放物線で、接地面は矩形であると仮定する⁵⁾。

フラット面の接地圧力分布を p 、ドラム面の接地圧力分布 p' とすると接地圧力分布は、次式で表される。

・フラットベルト上

$$p = 4p_m \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad (1)$$

ドラム面上

$$p' = 4p'_m \frac{x}{l'} \left(1 - \frac{x}{l'}\right) \quad (2)$$

ここで、 p_m は接地圧力の最大値を示し、 l はタイヤの接地長さである。また、(′) はドラム上での記号を意味する。

次に、垂直荷重 F_z は接地圧力分布を接地面全体で積分することによって次式のようにかける。

・フラット面上

Fig. 5 Contact pressure distribution of tire

$$F_z = \frac{2}{3} w l p_m \quad (3)$$

・ドラム面上

$$F'_z = \frac{2}{3} w l' p'_m \quad (4)$$

ここで、 w は接地幅で、路面曲率に対してほぼ一定であると仮定した。

一般に接地長さは、Fig. 6 に示すように、路面曲率に影響される。ドラム径が小さくなると、同一の荷重で接地長さが短くなる。いま、フラットベルト上とドラム上での接地長さの比を A とすると両者の関係は次式で表される。

$$l' = A l \quad (5)$$

ここで、 A は $0 < A < 1$ である。

3.2 タイヤに発生する横力

タイヤに小さなスリップ角 α がつけられると Fig. 7 に示すように、接地面内に粘着域と滑り域が生じる⁵⁾。粘着域と滑り域の境界である滑り出す点を x_s とする。任意の点の単位面積あたりの横力は、次式で与えられる。

$$C_Y x_s \tan \alpha \quad (6)$$

ここで、 C_Y はトレッドゴムの単位面積あたりのせん断ばね定数である。単位面積あたりの横方向の滑り摩擦力は次式で与えられる。

$$\mu p \quad (7)$$

式(6)と(7)を等しいと置くことによって、滑り

Fig. 6 Influence of drum curvature on contact length

出す点が次式のように求められる。

・フラットベルト上

$$x_s = l - \frac{C_Y l^2 \tan \alpha}{4 \mu p_m} \quad (8)$$

ドラム面上

$$x'_s = l' - \frac{C_Y l'^2 \tan \alpha'}{4 \mu p'_m} \quad (9)$$

スリップ角がつけられたタイヤが発生する横力 F_y は、単位面積あたりの横力を接地面全体にわたって積分することによって与えられる。

・フラットベルト上

$$F_Y = w \left(\int_0^{x_s} C_Y x \tan \alpha dx + \int_{x_s}^l \mu p dx \right) \\ = \left(\frac{1}{2} C_Y \tan \alpha x_s^2 + \frac{2 \mu p_m}{3 l^2} (l - x_s)^2 (l + 2 x_s) \right) w \quad (10)$$

ドラム面上

Fig. 7 Adhesion region and sliding region in contact patch

$$F'_Y = w \left(\int_0^{x'_s} C_Y x \tan \alpha' dx + \int_{x'_s}^{l'} \mu p' dx \right) \\ = w \left(\frac{1}{2} C_Y \tan \alpha' x'^2_s + \frac{2 \mu p'_m}{3 l'^2} (l' - x'_s)^2 (l' + 2 x'_s) \right) \quad (11)$$

一般にタイヤのコーナリングスティフネス K は、Fig. 8 に示すように、路面曲率に影響される。コーナリングスティフネスとは、微小スリップ角のとき、単位スリップ角あたりに発生する横力のことで重要な特性である。コーナリングスティフネスは、式(10)および(11)をスリップ角 α で微分して $\alpha=0$ と置くことによって次式のように表せる。

・フラットベルト上

$$K = \frac{1}{2} C_Y w l^2 \quad (12)$$

・ドラム面上

$$K' = \frac{1}{2} C_Y w l'^2 \quad (13)$$

3.3 フラットベルト上とドラム上でのタイヤ特性の関係

フラットベルト上とドラム上で、垂直荷重および発生する横力が $F_z = F'_z$, $F_y = F'_y$ であるとしたときの、両路面でのタイヤ特性の関係を求める。

(1) コーナリングスティフネス

コーナリングスティフネスの両路面の関係は、式(5)、式(12)および式(13)から、次式の関係が導かれる。

$$K' = A^2 K \quad (14)$$

(2) 最大接地圧力

最大接地圧力の両路面の関係は、同様に式(3)、式(4)および式(5)から次式で表せる。

Fig. 8 Influence of drum curvature on cornering stiffness

$$p_m' = \frac{1}{A} p_m \quad (15)$$

(3) 滑り出す点

フラットベルト上でのすべり出す点の式(8)および横力の式(10)から、 $C_Y \tan \alpha$ を消去すると次式を得る。

$$4\mu p_m (l^3 - x_s^3) = 6l^2 F_Y$$

この式を変形すると次式を得る。

$$l^3 - x_s^3 = \frac{3}{2} \frac{l^2 F_Y}{\mu p_m} \quad (16)$$

よって滑り出す点は次式のようにかける。

$$x_s^3 = l^3 - \frac{3}{2} \frac{l^2 F_Y}{\mu p_m}$$

同様に、ドラム上では、次式で表せる。

$$x_s'^3 = l'^3 - \frac{3}{2} \frac{l'^2 F_Y'}{\mu p_m'} \quad (17)$$

式(5)を式(17)に代入して整理すると次式が得られる。

$$x_s'^3 = A^3 \left(l^3 - \frac{3}{2} \frac{l^2 F_Y}{2\mu p_m} \right) \quad (18)$$

よって、上式と式(17)を比較すると、両路面での滑り出す点の関係が次式のように与えられる。

$$x_s' = A x_s \quad (18)$$

(4) 横力が等しくなるスリップ角

フラットベルトにおいて、滑り出す点の式(8)と横力の式(10)から、 μp_m を消去すると次式を得る。

$$C_Y \tan \alpha = \frac{6F_Y}{l^2 + l x_s + x_s^2}$$

上式を変形すると次式を得る。

$$\frac{1}{2} C_Y x_s^2 \tan \alpha = \frac{3F_Y x_s^2}{l^2 + l x_s + x_s^2} \quad (19)$$

同様に、ドラムにおいて滑り出す点の式(9)と横力の式(11)とから、同様に次式を得る。

$$\frac{1}{2} C_Y x_s'^2 \tan \alpha' = \frac{3F_Y' x_s'^2}{l'^2 + l' x_s' + x_s'^2} \quad (20)$$

スリップ角の両路面間での関係は、横力が等しいとし、式(5)、式(19)および式(20)から次式のように表せる。

$$\frac{1}{2} C_Y x_s'^2 \tan \alpha' = \frac{1}{2} C_Y x_s^2 \tan \alpha$$

よって、両路面で横力が等しいとするときのスリップ角の関係は、

$$\tan \alpha' = \frac{x_s^2}{x_s'^2} \tan \alpha = \frac{1}{A^2} \tan \alpha \quad (21)$$

と得られる。

以上の結果から、垂直荷重および横力が等しいときのフラットベルト上とドラム上でのタイヤ特性が、接地長さの比 A で関係づけられることが示された。

3.4 摩擦エネルギー

タイヤの摩耗は、主に接地面内の滑りによって生じると考えられる。一般に、摩擦エネルギーが大きいものほど摩耗が大きいといわれている。そこで、フラットベルト上とドラム上でタイヤの接地面内の摩擦エネルギーを求め、路面の曲率による摩耗への影響を調べる。摩擦エネルギーは、滑り距離と発生するせん断力あるいは摩擦力の積で与えられる。以下では、単位面積あたりの摩擦力と滑り距離の積として単位面積あたりの摩擦エネルギーを考える。

(1) 横力が等しい場合の両路面の摩擦エネルギー

Fig. 9は、タイヤの接地面内の単位面積あたりの摩擦力と滑り距離を表している。図を参照して、接地面内の滑り出す点におけるトレッドゴムの変形 y_s は、次式で表せる。

$$y_s = x_s \tan \alpha$$

滑り域 $x_s < x < l$ において、トレッドゴムの変形は次式となる。

$$y = x_s \tan \alpha - r \quad (22)$$

ここで、 r はトレッドゴムの滑り距離である。横力の釣り合いから、次式が与えられる。

Fig. 9 Sliding distance in contact area

$$x_s \tan \alpha - r = \frac{\mu}{C_Y} p$$

したがって、滑り距離が次式のように求められ

$$r = x_s \tan \alpha = \frac{\mu}{C_Y} p \quad (23)$$

よって、フラットベルト上での単位面積あたりの摩擦エネルギーは、次式のように表せる。

$$\begin{aligned} E &= \int_{x_s}^l \frac{dr}{dx} \mu p dx \\ &= \frac{16\mu^2 p_m^2}{C_Y} \int_{x_s}^l \left(\frac{2x}{l^2} - \frac{1}{l} \right) \left(\frac{x}{l} - \frac{x^2}{l^2} \right) dx \\ &= \frac{8\mu^2 p_m^2}{C_Y} \frac{x_s^2}{l^2} \left(1 - \frac{x_s}{l} \right)^2 \end{aligned} \quad (24)$$

ただし、式(23)から

$$\frac{dr}{dx} = -4 \frac{\mu}{C_Y} p_m \left(\frac{1}{l} - \frac{2x}{l^2} \right) \quad (25)$$

である。

同様に、ドラム上での単位面積あたりの摩擦エネルギーは次式で与えられる。

$$\begin{aligned} E' &= \frac{8\mu^2 p_m^2}{C_Y} \frac{x_s'^2}{l'^2} \left(1 - \frac{x_s'}{l'} \right)^2 \\ &= \frac{1}{A^2} \frac{8\mu^2 p_m^2}{C_Y} \frac{x_s^2}{l^2} \left(1 - \frac{x_s}{l} \right)^2 \end{aligned} \quad (26)$$

式(24)と式(26)を比較することによって、両路面の単位面積あたりの摩擦エネルギーの関係が次式のように求められる。

$$E' = \frac{1}{A^2} E \quad (27)$$

式(27)の関係から、同じ横力が発生するとき、ドラム上での単位面積あたりの摩擦エネルギーはフラットベルト上よりかなり大きいことがわかる。したがって、ドラム上のほうがフラットベルト上より摩擦が大きいことが表された。

(2) 両路面の摩擦エネルギーを等しくするためのスリップ角

つぎに、両路面の摩擦エネルギーを等しくするための両路面のスリップ角を求める。つまり、フラットベルト上とドラム上で摩擦量を等しくするための互いのスリップ角の関係を導く。

単位面積あたりの摩擦エネルギーが互いに等しいと置く、

$$E = E'$$

となる。上式から、次式が導かれる。

$$p_m \frac{x_s}{l} \left(1 - \frac{x_s}{l} \right) = p_m' \frac{x_s'}{l'} \left(1 - \frac{x_s'}{l'} \right) \quad (28)$$

式(28)に式(15)を代入して滑り出す点について整理すると

$$x_s'^2 - A l x_s' - A^3 x_s^2 + A^3 l x_s = 0 \quad (29)$$

をえる。この式から摩擦エネルギーが等しい場合の両路面における滑り出す点の関係が求められる。更に、式(28)に(5)、(8)、(9)および式(15)を代入して整理すると次式が求められる。

$$\tan \alpha' = \frac{x_s}{x_s'} \tan \alpha = \frac{1}{A} \tan \alpha \quad (30)$$

この式から、フラットベルトと同じ摩擦エネルギーとなるスリップ角が与えられ、この関係を用いることによって、ドラム上とフラットベルト上で同一の摩擦量がえられるものと考えられる。

3.4 解析結果と実験結果の比較

ここでは、解析による摩擦エネルギーの大きさと摩擦試験による摩擦の大きさを比較し、フラットベルト上とドラム上での摩擦の差異を検証する。

フラットベルトにおけるタイヤの接地長さは、 $l = 16\text{cm}$ で、同一荷重下におけるドラム上での接地長さは、 $l' = 14\text{cm}$ である。よって、フラットベルト上とドラム上の接地長さの差異は、 $A = 0.875$ となり12.5%である。したがって、式(27)から、フラットベルト上とドラム上での摩擦エネルギーの差異は、約30%となり、ドラムのほうが摩擦エネルギーが大きい。この結果と Fig. 2 および Fig. 3 に示したタイヤの摩擦試験の結果を比較すると、フラット

ベルト上よりドラム上のほうが約30% 摩耗量が大
きいことから、解析が有効であると確認できる。

したがって、ドラム上でフラットベルトと摩耗
量を等しくするときは、式(30)のスリップ角を用
いて試験すればよいと考えられる。

4. あ と が き

本研究では、フラットベルト上とドラム上の摩
耗量の差異について、解析的に摩擦エネルギーを
求めることによって検証した。その結果、発生す
る横力が両路面で同じであっても、ドラム上の摩
耗がフラットベルト上より大きくなることが明ら
かになった。したがって、ドラム上での試験は、フ
ラットベルト上での試験より過酷度が大きいこと
に注意が必要である。この結果は、他のドラム状
の材料試験機、例えば、ランボン試験機などにも
適用でき、ドラム面が実際の使用状態と異なる
曲率の場合は、注意が必要であることを示唆して
いる。更に、本解析手法を適用すれば、室内材料
試験が、実際に使用した摩耗結果と類似させるこ
とができるものと考えられる。室内での材料評価

が実際の製品使用評価と異なることがときどき指
摘されるなか、本研究が、摩耗評価や材料開発に
役立てば幸いである。

参 考 文 献

- 1) Yamazaki, S., Fujikawa, T., Hasegawa, A. and Ogasawara, S., Indoor Test Procedures for Evaluation of Tire Treadwear and Influence of Suspension Alignment, Tire Science and Technology. TSTCA, Vol.17, No.4, October-December, 1989, pp.236-273.
- 2) Stalnaker, D., Turner, J., Parekh, D., Whittle, B., The Tire Society 14th Annual Meeting and Conference(1995)
- 3) Yamazaki, S., Masuda, M., Tozawa, Y. and Fujikawa, T., Effect of Road Surface Curvature and Road Roughness on Tire Treadwear, The Japan Society of Mechanical Engineers, The 3rd Transportation and Logistics Conference, 1994, pp.258-261.
- 4) 山崎俊一, タイヤの摩耗評価方法と摩耗特性, 自動車研究, Vol.3, No.4, 1991, 8-18.
- 5) Fiala E., Seitenkräfte am rollenden Luftreifen, V. D.I., Bd.96, Nr.29, 11, Okt., 1954.

IRC ニュース

IRC 98 PARIS 国際ゴム技術会議の開催について

IRC 98 PARIS は, Association Francaise des Ingenieurs et Cadres du Cautchouc et des Plastiques (AFICEP), Societe de Chimie Industrielle (S.C.I.)の主催によって1998年5月12日(火)~14日(木)の3日間, CNIT PARIS LA DEFENSEにおいて開催いたします。

発表申込 1997年6月1日

申 込 先 Societe de Chimie Industrielle IR 98
28, rue Saint-Dominique, F 75007 Paris
Tel.(0)1-53-59-02-10 Fax.(0)1-45-55-40-33

なお, 2nd Announcement が事務局あて届いておりますので, 御希望の方は下記あてお申し出下さい。

社団法人 日本ゴム協会 国際会議係
東京都港区元赤坂1-5-26
電話03-3401-2957 FAX. 03-3401-4143